

В.В. ДУЩЕНКО, канд. техн. наук, *А.В. ДУДКА* (г. Харьков)

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ТЕПЛОВОЙ ТРУБЫ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДЕМПФИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ ПОДВЕСКИ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Проведено математичне моделювання основних параметрів теплових труб, які визначають ефективність роботи та особливості застосування теплової труби в демпфуючих пристроях системи підтримання важких швидкохідних гусеничних машин.

Mathematical modelling key parameters of thermal pipes which determine an overall performance and features of application of a thermal pipe in damping devices of damping system springed heavy high-speed caterpillar machines is lead.

Постановка проблемы. Существенной проблемой систем поддрессори-
вания (СП) тяжелых быстроходных гусеничных машин (ГМ) является высо-
кая тепловая напряженность их демпфирующих устройств (ДУ). Одним из
направлений ее снижения является использование принудительной системы
охлаждения. В качестве одного из вариантов такой системы была принята
система охлаждения на основе тепловой трубы (ТТ).

В связи с этим, возник вопрос исследования применения ТТ в качестве
системы охлаждения ДУ тяжелых ГМ.

Анализ последних публикаций показывает, что одно из технических
решений применения ТТ для охлаждения СП применялось на французском
основном боевом танке «Леклерк» – для охлаждения пневморессор [8].

Имеется достаточное количество научных публикаций с предлагаемыми
вариантами расчета работы ТТ.

Тем не менее, отсутствуют исследования по анализу и выбору конст-
рукций и параметров ТТ для охлаждения демпфирующих устройств подвески
тяжелых ГМ.

Цель статьи. Составление математической модели работы ТТ, при за-
данной конструкции, удовлетворяющей условиям работы на тяжелых ГМ.

Исходя из проведенного анализа [1] в качестве принудительной системы
охлаждения ДУ на основе использования ТТ следует выбрать термосифон с
ровными и гладкими стенками.

Гладкостенные ТТ находят широкое применение в теплообменных уст-
ройствах, где возврат конденсата в зону испарения может осуществляться за
счет сил гравитации. Такие устройства работают при условии, если зона ис-
парения находится ниже зоны конденсации. Отсутствие капиллярно-
пористой структуры у ТТ этого типа делает их простыми и надежными в экс-
плуатации.

В гладкостенных ТТ, как и в ТТ с капиллярно-пористой структурой, различают три зоны: зона испарения, зона конденсации и зона транспорта (рис.1)

Гладкостенная ТТ работает следующим образом. Теплота подводится к зоне испарения, воспринимается теплоносителем и происходит парообразование. Пар, образовавшийся в зоне испарения, перемещается в конденсационную зону, где происходит конденсация пара на охлаждающей поверхности. Возврат сконденсированного теплоносителя в зону испарения осуществляется под действием силы тяжести.

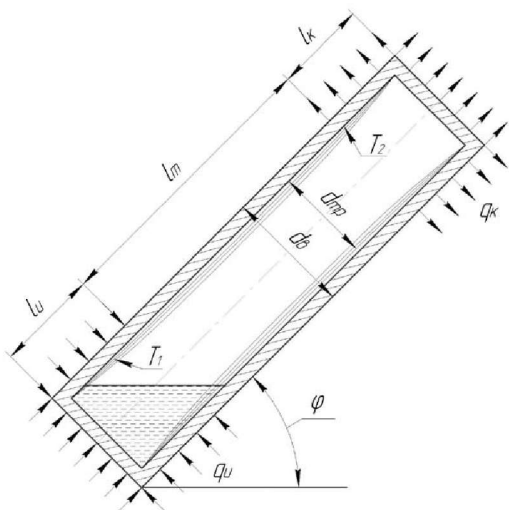


Рис.1 – Гладкостенная тепловая труба

Режим работы ТТ в ДУ тяжелых быстроходных ГМ характеризуется следующими факторами [3,4]:

1) При движении ГМ по некоторым профилям неровностей со скоростью 20...22 км/ч, поглощаемая каждым ДУ мощность составляет 3...4 кВт. Чтобы увеличить скорость движения до 25...27 км/ч необходимо утроить поглощаемую мощность, доведя ее до 10...12 кВт. Такие большие потери в СП (в среднем 4...10% мощности двигателя, максимум – до 7 кВт на тонну веса машины) снижают экономичность и запас хода, вынуждая увеличивать возимый запас топлива. Недостаточная мощность ДУ, их перегрев и выход из строя, не позволяют в требуемой мере гасить колебания корпуса, что снижает плавность хода и эффективность применения специальных систем.

2) Исходя из требований к СП ГМ собственные колебания корпуса должны лежать в пределах 0,8...2 Гц (иначе - чрезмерная утомляемость экипажа). При этой частоте возмущения кратковременные вертикальные ускоре-

ния не должны превышать 3g. При частоте возмущения 2...25 Гц кратковременные вертикальные ускорения не должны превышать 0,5g.

3) Рабочий интервал температур, при котором может применяться ГМ составляет от -50°C до +65°C. Соответственно, рабочие жидкости, используемые в ДУ СП должны соответствовать этим требованиям.

При предлагаемом математическом расчете гладкостенной ТТ сделаем следующие допущения [6]:

1) процесс парообразования происходит при поверхностном испарении конденсата;

2) температура пара одинакова во всех зонах тепловой трубы;

3) в зоне конденсации происходит процесс пленочной конденсации, описываемый классической теорией конденсации Нуссельта;

4) воздействие парового потока на движение конденсата по стенке тепловой трубы отсутствует;

5) режим течения пленки конденсата ламинарный.

Последнее допущение достаточно спорно, т.к. при движении по неровностям ГМ совершает многочисленные колебания и течение жидкости в ДУ СП будет турбулентным. Однако, исходя из сложности предварительных расчетов на данном этапе пренебрежем этим фактом и учтем его как коэффициент после проведения эксперимента.

При расчете гладкостенной тепловой трубы определяется теплопередающая способность Q , температурный перепад ΔT при заданной температуре T , внешних условиях работы тепловой трубы и основных геометрических параметрах.

При принятых допущениях средние коэффициенты теплоотдачи в зонах испарения и конденсации определяются соотношениями [6]:

$$\alpha_u = \frac{4}{3} \frac{1}{(T_1 - T_n) l_u} \sqrt{\frac{L \rho_{ж}^2 g \lambda_{ж}^3}{4 \mu_{ж}}} (\sqrt{(T_n - T_2)^3 l_k^3} - \sqrt[4]{[(T_n - T_2) \gamma_k - (T_1 - T_n) \gamma_u]^3}), \quad (1)$$

$$\alpha_k = \frac{4}{3} \sqrt[4]{\frac{L \rho_{ж}^2 g \lambda_{ж}^3}{4 \mu_{ж} (T_n - T_2) l_k}}, \quad (2)$$

где α_u, α_k - средние коэффициенты теплоотдачи в зонах испарения и конденсации;

T_1, T_2 - температуры внутренней поверхности стенки в зонах испарения и конденсации;

T_n - температура пара;

- l_u, l_k - длины зон соответственно испарителя и конденсации;
 L - теплота фазового перехода;
 $\mu_{жс}$ - вязкость жидкости;
 $\rho_{жс}$ - плотность жидкости;
 $\lambda_{жс}$ - теплопроводность жидкости;
 g - ускорение свободного падения.

В стационарных условиях работы тепловой трубы тепловые потоки, проходящие через зоны испарения и конденсации:

$$Q_u = Q_k = Q. \quad (3)$$

С учетом соотношения (3) и уравнения теплоотдачи для цилиндрической стенки запишем выражение

$$Q = \alpha_u l_u (T_1 - T_n) \pi d_{mp} = \alpha_k l_k (T_n - T_2) \pi d_{mp}. \quad (4)$$

Произведя математические преобразования уравнений (1) - (4), получим выражение для определения теплопередающей способности гладкостенной трубы:

$$Q = \frac{4}{3} \pi d_{mp}^4 \sqrt{\frac{L \rho_{жс}^2 g \lambda_{жс}^3 (T_1 - T_2)^3 l_u^3 l_k^3}{4 \mu_{жс} (l_u + l_k)^3}}. \quad (5)$$

Суммарный температурный перепад ΔT между зонами испарения и конденсации по внешней поверхности тепловой трубы состоит из температурных перепадов по толщине стенки корпуса в зонах испарения $\Delta T_{c,u}$ и конденсации $\Delta T_{c,k}$, по толщине пленки конденсата в зонах испарения $\Delta T_{n,u}$ и конденсации $\Delta T_{n,k}$:

$$\Delta T = \Delta T_{c,u} + \Delta T_{c,k} + \Delta T_{n,u} + \Delta T_{n,k}. \quad (6)$$

Сумма $\Delta T_{n,u} + \Delta T_{n,k}$ представляет собой температурный перепад на внутренней поверхности тепловой трубы по ее длине (рис.1), т.е. $\Delta T_{n,u} + \Delta T_{n,k} = T_1 - T_2$.

Температурные перепады $\Delta T_{c,u}$ и $\Delta T_{c,k}$ определяются из уравнений переноса теплоты путем теплопроводности через цилиндрическую стенку:

$$\Delta T_{c,u} = \frac{Q}{\pi d_u} \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_e}{d_{mp}}, \quad (7)$$

$$\Delta T_{c.k} = \frac{Q}{\pi l_k} \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_g}{d_{mp}}. \quad (8)$$

Подставив в уравнение (6) значения составляющих температурных перепадов, получим:

$$\Delta T = \frac{Q}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_g}{d_{mp}} \left(\frac{1}{l_u} + \frac{1}{l_k} \right) + (T_1 + T_2). \quad (9)$$

При расчете гладкостенной тепловой трубы геометрия, материал корпуса, вид теплоносителя, условия работы тепловой трубы в зоне испарения или в зоне конденсации считаются известными.

Необходимо установить зависимость $Q = f_1(T_u, \Delta T)$ при $T_k = const$ или $Q = f_1(T_u, \Delta T)$. Здесь T_u и T_k - температура на внешней поверхности тепловой трубы в зонах испарения и конденсации.

Выполнив расчет для ряда Q , устанавливают зависимости $Q = f_2(T_k, \Delta T)$.

Как показывают исследования [6], перепад температуры в паровом канале зависит от количества теплоносителя, заполняющего трубу, и от угла наклона оси тепловой трубы к горизонту. По количеству заполняющего теплоносителя различают три режима работы гладкостенной тепловой трубы (рис.2):

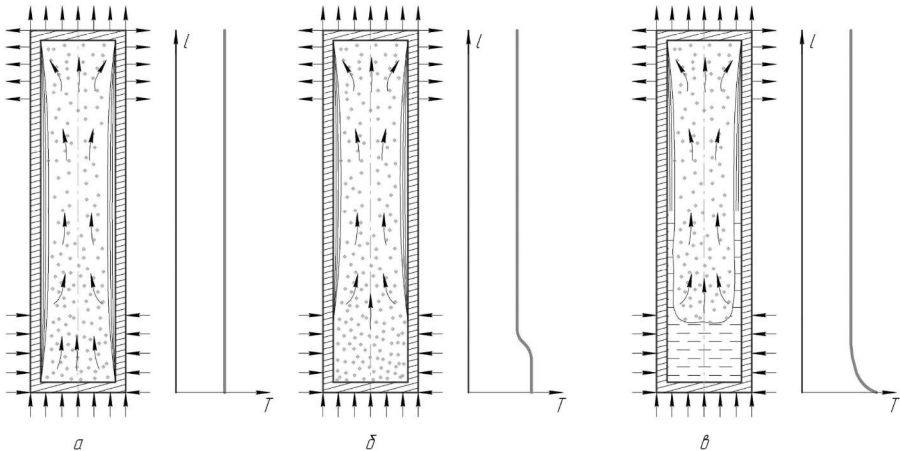


Рис.2 – Влияние степени заполнения тепловой трубы на режим ее работы

1) изотермический режим работы тепловой трубы (рис. 2 а)

В этом режиме количество заполняющего теплоносителя полностью соответствует величине передаваемого теплового потока.

2) Режим недостаточного заполнения (рис. 2 б)

В этом случае жидкости не хватает для полного покрытия пленкой внутренней поверхности стенок корпуса тепловой трубы. На оголенных участках наблюдается местный перегрев стенки, приводящий к прогоранию, характерному для высокотемпературных тепловых труб.

3) Режим избыточного заполнения (рис.2 в).

При избыточном заполнении на дне тепловой трубы образуется «лужа». Излишнее заполнение теплоносителем менее опасно для работы тепловой трубы, но при этом наблюдается значительный температурный перепад по высоте «лужи».

Для оптимального заполнения тепловой трубы применяют следующее выражение [12]

$$G = \left(\frac{4}{5} l_k l_m + \frac{4}{5} l_u \right) \sqrt[3]{\frac{3 Q \mu_{жс} \rho_{жс} \pi^2 d_{тр}^2}{L g}}, \quad (10)$$

где G - количество теплоносителя, залитого во внутренний объем тепловой трубы.

Учитывая то, что ТТ в ДУ СП во время движения по неровностям постоянно меняет угол своего наклона φ и при пробоях подвески уменьшается до 5° , то есть большая вероятность перехода большей части рабочей жидкости из зоны испарения в зону транспорта и даже в зону конденсации. Учитывая этот факт, необходимо заполнить ТТ рабочей жидкостью таким образом, чтобы в зоне испарения постоянно было достаточное ее количество для обеспечения качественного отвода тепла из зоны нагрева.

Влияние угла наклона на работу тепловой трубы в испарительном режиме показано на рис. 3 [7]. Коэффициент теплоотдачи α_k в зоне конденсации парообразного теплоносителя при уменьшении угла наклона φ к горизонту возрастает до некоторого оптимального значения φ_{opt} . Температурный перепад ΔT_k в зоне конденсации уменьшается с уменьшением угла φ до некоторого минимального значения ΔT_{kmin} , и при положении тепловой трубы, близком к горизонтальному, наблюдается значительное увеличение температурного

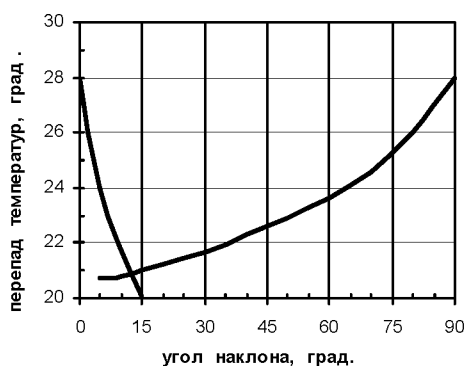


Рис. 3 – Влияние угла наклона φ на перепад температур ΔT_k в зоне конденсации тепловой трубы

перепада. Угол наклона φ почти не оказывает влияния на интенсивность переноса тепла в зоне испарения. Если оценивать интенсивность переноса во внутренней полости тепловой трубы совместно в зоне конденсации и в зоне испарения коэффициентом теплопередачи K_{mp} , то зависимость коэффициента K_{mp} от угла наклона φ имеет вид [11]:

$$K_{mp} = K_0 \left[1 + 0,23(\cos \varphi)^{0,5} \right], \quad (11)$$

где K_0 - коэффициент теплопередачи при вертикальном положении тепловой трубы ($\varphi = 90^\circ$).

Оптимальный угол наклона φ_{opt} тепловой трубы к горизонту, при котором температурный перепад минимальный, оценивается соотношением

$$\operatorname{tg} \varphi_{opt} = \frac{d_{mp}}{l_p}, \quad (12)$$

$$\text{где} \quad l_p = \frac{8V_p}{\pi d_{mp}^2}. \quad (13)$$

Здесь l_p - расчетная длина внутренней полости тепловой трубы;

V_p - расчетный объем.

На основе экспериментальных исследований [11] рекомендуется устанавливать гладкостенную тепловую трубу, работающую в испарительном режиме, под углом $\varphi > 3-5^\circ$.

Учитывая конструкцию ДУ СП на которую предлагается применение ТТ, рабочие углы будут колебаться в пределах $5 \dots 35^\circ$, что удовлетворяет рекомендациям.

В качестве прототипа предлагаемой конструкции ДУ СП с применением ТТ был взят гидроневматический амортизатор (ГПА) с установленной внутри корпуса ТТ [8,9]. На рис. 4 представлена запатентованная конструкция ГПА.

Как показали предварительные расчеты, у данной конструкции имеются следующие недостатки:

1) Поверхность испарения на корпусе амортизатора имеет недостаточную площадь охлаждения, что ограничивает возможности увеличения мощности поглощения ГПА.

2) С целью упрощения, данная конструкция расположена неподвижно внутри корпуса, что ухудшает теплообмен с окружающей средой.

3) Тепловая труба работает значительно более эффективно в подвижных конструкциях по сравнению с неподвижными.

Выводы. С помощью полученной математической модели имеется возможность провести более полный тепловой расчет тепловой трубы и обратить особое внимание на конструктивные моменты исполнения тепловой трубы в системе подрессоривания гусеничной машины.

Список литературы:

1. Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», – 2005. - №37. – С.85-92.
2. Дан П.Д., Рей Д.А. Тепловые трубы: Пер. с англ.: - М. Энергия, 1979.-272с.
3. Дмитриев А.А., Чобиток В.А. и др. Теория и расчет нелинейных систем подрессоривания гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1976. - 207с.
4. Колебания в транспортных машинах: Монография / Е.Е. Александров, В.В. Дуценко и др. – Харьков: ХГПУ, 1996. - 256с.
5. Крейт Ф., Блэк У. Основы теплопередачи. Пер. с англ./Под ред. Н.А.Анфимова. - М.: Мир, 1983.-512с.
6. Лыков А.В. Тепло- и массообмен в процессах испарения. ИФЖ, 1962, №11
7. Мосин И.И. Гидрогазодинамика и теплообмен в тепловых трубах. – Казань: КАИ, 1978.-84 с.
8. Патент FR 2556804 A1, 1983.
9. Патент US 3229759, 1963.
10. Патент US 4629169, 1986.
11. Стоянов Н.М. Влияние угла наклона замкнутого испарительного термосифона на теплопередачу /Теплоэнергетика. – 1968.- №3.
12. Стрельцов А.И. Теоретическое и экспериментальное исследование оптимального заполнения тепловых труб / ИВУЗ: Энергетика, 1973.- №12.
13. Тепловые трубы [сборник статей] Пер. с англ. и нем. Под ред. проф. д.т.н. Э.Э.Штильмана.- М.: Мир, 1972.
14. Технологические основы тепловых труб / М.Н.Ивановский, В.П.Сорокин, Б.А.Чулков, И.В.Ягодкин. – М.: Атомиздат, 1980. - 157с.
15. Физические основы тепловых труб / М.Н.Ивановский, В.П.Сорокин, Б.А.Чулков, И.В.Ягодкин. – М.: Атомиздат, 1978. -256с.
16. Чи С. Тепловые трубы: Теория и практика / Пер. с англ. В.Я.Сидорова. – М.: Машиностроение, 1981. – 208с.

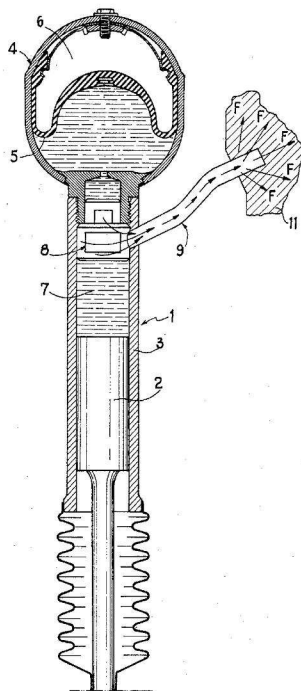


Рис.4 – Система охлаждения гидропневматического амортизатора на основе применения тепловой трубы [8]

Поступила в редколлегию 28.03.07